

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства та
природокористування

Навчально-науковий механічний інститут

Кафедра теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства

02-05-129

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання лабораторних робіт з дисципліни
«Теорія машин і механізмів та деталі машин»
для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня,
які навчаються за скороченим навчальним планом
за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія»
спеціальності 208 «Агроінженерія»
денної та заочної форм навчання

Рекомендовано науково-методичною
радою з якості ННМІ
Протокол № 2 від 07 квітня 2020 р.

Рівне – 2020

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Теорія машин і механізмів та деталі машин» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня, які навчаються за скороченим навчальним планом за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія» спеціальності 208 «Агроінженерія» денної та заочної форм навчання [Електронне видання] / Стрілець О. Р., Похильчук І. О. – Рівне : НУВГП, 2020. – 20 с.

Укладачі:

Стрілець О. Р., кандидат технічних наук, доцент кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства НУВГП;

Похильчук І. О., кандидат технічних наук, старший викладач кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства НУВГП.

Відповідальний за випуск: Козяр М. М., доктор педагогічних наук, доцент, завідувач кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства НУВГП.

Керівник групи забезпечення спеціальності 208 «Агроінженерія» _____ Налобіна О. О.

Зміст

Вступ	3
Лабораторна робота №1	4
Лабораторна робота №2	7
Лабораторна робота №3	11
Лабораторна робота №4	14
Лабораторна робота №5	17
Література	20

© Стрілець О. Р., Похильчук І. О., 2020
© НУВГП, 2020

ВСТУП

Дисципліну «Теорія машин і механізмів та деталі машин» студенти вивчають на лекціях, практичних і лабораторних заняттях.

Виконання лабораторних робіт з дисципліни «Теорія машин і механізмів та деталі машин» дозволяє поглибити та закріпити теоретичний матеріал отриманий на лекціях, а також отримати практичні навички вирішення практичних інженерних задач, користування вимірювальною технікою та проведення експериментальних досліджень.

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Теорія машин і механізмів та деталі машин» призначені для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія» спеціальності 208 «Агроінженерія» денної та заочної форм навчання.

Дані методичні вказівки дозволяють забезпечити максимальну самостійність студентів під час підготовки до лабораторних робіт та їх виконанні.

ПРО ПОРЯДОК ПІДГОТОВКИ ДО ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ, ЇХ ОФОРМЛЕННЯ ТА ЗАХИСТУ

Дані методичні вказівки дозволяють забезпечити максимальну самостійність студентів при підготовці до лабораторних робіт і їх виконання. На заняття студент має прийти підготовленим з теоретичних питань і методиці проведення даної лабораторної роботи, мати при собі заготовлену форму для складання звіту, який виконується в звичайному або спеціальному зошиті.

Звіт включає число і тему лабораторної роботи, мету роботи, основні теоретичні посилання з розрахунковими формулами і поясненнями до них, таблиці результатів вимірювань та їх обчислень, координатні осі для побудови графічних залежностей і висновки. Оформлений звіт подається до захисту.

Перед початком проведення лабораторних робіт проводиться інструктаж з охорони праці про що записується у спеціальному журналі. Роботи виконуються під керівництвом викладача і лаборанта.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №1

СКЛАДАННЯ СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ І ПРОВЕДЕННЯ СТРУКТУРНОГО АНАЛІЗУ ПЛОСКОГО МЕХАНІЗМУ

Мета роботи: Набути навички у складанні структурної схеми механізму на основі його фізичної моделі, а також у проведенні структурного аналізу даного механізму за класифікацією Л.В.Ассура – І.І. Артоболевського.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Щоб скласти структурну схему досліджуваного механізму, необхідно визначити кількість ланок і кінематичних пар, визначити види рухів ланок, їх функціональне призначення, і назву.

Для виконання цієї роботи необхідно засвоїти наступні поняття: *механізм, ланка механізму, кінематична пара, елементи кінематичної пари, нижчі і вищі кінематичні пари, кінематичний ланцюг, група Ассура*. Необхідно знати, чим відрізняються деталь і ланка, а також такі поняття: *стояк, кривошип, шатун, повзун, коромисло, куліса, повзун куліси (ковзаючий камінь)*.

Слід засвоїти, що плоский механізм з нижчими парами утворюється послідовним приєднанням до однієї або декількох ведучих ланок кінематичних ланцюгів з нульовою рухомістю (*груп Ассура*). Структурний аналіз такого механізму полягає у виділенні структурних груп з додержанням порядку їх приєднання при утворенні механізму, і проводиться в порядку, протилежному утворенню механізму, починаючи з останньої групи Ассура.

Для виконання структурного аналізу механізму потрібно скласти його структурну схему. *Структурна схема* механізму – умовне (без масштабу і розмірів) зображення ланок та кінематичних пар, що утворюють механізм.

Клас тієї чи іншої кінематичної пари визначається *числом умов зв'язку*. Так, наприклад кінематичні пари *п'ятого класу* накладають п'ять умов зв'язку на відносний рух ланок і допускають одну ступінь вільності – *обертальний* або *поступальний* рух. Кінематичні пари *четвертого класу* накладають чотири умови зв'язку і допускають дві ступені вільності.

Кінематичні пари V класу в плоских механізмах майже завжди бувають *нижчими*, а кінематичні пари IV класу – майже завжди *вищими*.

Якщо у механізмі зустрічаються вищі кінематичні пари, то для проведення структурного аналізу необхідно замінювати цей механізм еквівалентним йому з нижчими парами (*замінювальний механізм*).

Завдання структурного аналізу механізмів полягав в тому, щоб з'ясувати їх структуру, що може виявитися корисним для вибору методів кінематичного чи кінетостатичного аналізу механізму, а також для визначення порядку переходу від одних його точок до інших під час кінематичного аналізу.

Під час структурного аналізу складного механізму слід мати на увазі послідовність утворення механізму за методом Ассура, а розкладення механізму на групи Ассура і вихідний механізм починають з групи, яку повинні були приєднувати до решти ланок кінематичного ланцюга в останню чергу.

Група Ассура – це кінематичний ланцюг з нульовою рухомістю.

Рухомість механізму, до складу якого входять лише кінематичні пари п'ятого класу, можна визначити за формулою

$$W = 3n - 2p_5. \quad (1.1)$$

Тобто якщо $W = 0$, то це і буде група Ассура. Підставивши це значення у формулу (1.1), $3n - 2p_5 = 0$, звідки впливає $n = 2p_5 / 3$.

З останнього виразу неважко вияснити, що група Ассура може складатися з двох ланок і трьох кінематичних пар, або чотирьох ланок і шести кінематичних пар і т.п.

Групи, які складаються з двох ланок і трьох кінематичних пар називають двоповодковими і відносять до *II класу*. Групи, які в своєму складі мають трикутні або чотирикутні контури відносять відповідно до *III* та *IV класів* і т.д.

Порядок груп Ассура визначається кількістю вільних повідків.

Групи Ассура *II класу* діляться на 5 *видів*: в залежності від співвідношення обертальних та поступальних кінематичних які входять в дану групу Ассура.

Клас механізму визначається *найвищим* класом групи Ассура, яка входить в цей механізм.

Ступінь рухомості **плоского** механізму визначається за формулою *П.Л.Чебишева*

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.2)$$

де n – число рухомих ланок; p_4 і p_5 – відповідно, число кінематичних пар четвертого і п'ятого класів.

Механізм I класу – це ведуча ланка зі стояком.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Оглянути модель механізму, встановити характер відносного руху ланок. За виглядом відносних рухів кожної пари спряжених ланок визначити клас і вид всіх кінематичних пар.

2. Замінити вищі кінематичні пари, якщо такі є в механізмі, кінематичними ланцюгами або ланками, які входять лише в нижчі кінематичні пари. При цьому повинна задовольнятися умова: рухомість механізму повинна залишитись незмінною.

3. Накреслити структурну схему механізму. Пронумерувати ланки арабськими цифрами, а кінематичні пари позначити, великими буквами латинського алфавіту.

4. Скласти перелік усіх ланок і кінематичних пар, що входять в механізм і визначити їх назву, клас і вид; результати досліджень занести в табл. 1.1 і 1.2.

5. Визначити за формулою *П.Л.Чебишева* ступінь рухомості механізму, виключивши, якщо є, зайві рухомості та пасивні умови зв'язку.

6. Зобразити окремо всі структурні одиниці механізму (групи Ассура та механізм *I класу*) в порядку їх від'єднання від механізму, зберігши нумерацію ланок і пар, прийняту на структурній схемі.

7. Зробити висновки про клас, порядок і вид кожної групи Ассура (результати занести в табл. 1.3), а також про клас механізму в цілому.

Таблиця 1.1

Назва ланок

<i>№ ланки</i>	<i>Назва ланки</i>
0	
1	
...	...

Таблиця 1.2

Класифікація кінематичних пар

<i>Номер ланок, які створюють кінематичні пари</i>	<i>Зображення кінематичної пари</i>	<i>Клас і вид пари</i>	<i>Вища чи нижча</i>
...

Таблиця 1.3

Класифікація структурних одиниць

<i>Зображення структурних одиниць</i>	<i>Клас</i>	<i>Вид</i>	<i>Порядок</i>
...

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №2

ПОБУДОВА ПЛАНІВ ШВИДКОСТЕЙ ТА ПРИСКОРЕНЬ ПЛОСКОГО МЕХАНІЗМУ

Мета роботи: Набути навички у побудові планів швидкостей та прискорень для плоского механізму.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

План швидкостей – це багатокутник, який складається з векторів швидкостей характерних точок механізму, що виходять із однієї точки – полюса. Вони дають можливість визначати напрямок та величину *лінійних швидкостей* всіх точок механізму та *кутових швидкостей* всіх ланок механізму в будь-якому положенні.

Полюс – це точка на плані швидкостей p_v (див. *рис.2.1, б*), в якій всі швидкості дорівнюють нулю.

Принцип побудови плану швидкостей полягає в тому, що кожна точка плоского механізму виконує плоско-паралельний рух і, відповідно, її сумарна швидкість складається з переносної та відносної. Наприклад, при русі точки K відносно точки M векторне рівняння для швидкості точки K буде мати вигляд:

$$\vec{v}_K = \vec{v}_M + \vec{v}_{KM}. \quad (2.1)$$

Для побудови плану швидкостей плоского механізму необхідно знати *закон руху* ведучої ланки механізму, довжини ланок механізму та пам'ятати правило додавання векторів і те, що вектор відносної швидкості точки направлений перпендикулярно радіусу обертання.

Знаючи, наприклад, кутову швидкість ведучої ланки ω_1 (див. *рис.2.1, а*, ланка I) для точки A можемо записати:

$$\vec{v}_A = \vec{v}_{O_1} + \vec{v}_{AO_1}, \quad (2.2)$$

де $\vec{v}_{O_1} = 0$, а $v_{AO_1} = \omega_1 l_{AO_1}$, $\vec{v}_{AO_1} \perp O_1A$; l_{AO_1} – довжина ланки I , м.

Визначивши *масштабний коефіцієнт* μ_v плану швидкостей проводимо побудову плану швидкостей із полюса.

$$\mu_v = \frac{v_A}{p_v a}, \quad (2.3)$$

де $p_v a$ – довжина на плані швидкостей вектора швидкості v_A , мм (вибирається довільною).

Для визначення швидкості т.В складаємо систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}, \\ \vec{v}_B = \vec{v}_{O_2} + \vec{v}_{BO_2}. \end{cases} \quad (2.4)$$

На основі цих рівнянь проводимо побудову вектора швидкості т.В.

Із т. a перпендикулярно ланці AB проводимо промінь до перетину з променем перпендикулярним до ланки BO_2 , проведеним із полюса, так як $v_{O_2}=0$.

Величину зображення вектора $p_v c$ визначимо із пропорції:

$$\frac{p_v b}{p_v c} = \frac{l_{BO_2}}{l_{CO_2}} \Rightarrow p_v c = p_v b \frac{l_{CO_2}}{l_{BO_2}}. \quad (2.5)$$

Вектор швидкості т. D знаходимо аналогічно т. B :

$$\begin{cases} \vec{v}_D = \vec{v}_C + \vec{v}_{DC}, \\ \vec{v}_D = \vec{v}_0 + \vec{v}_{D0}. \end{cases} \quad (2.6)$$

де $v_0=0$ – швидкість стояка (направляючої).

Щоб знайти швидкість будь-якої точки механізму потрібно відповідний відрізок розбити у необхідному співвідношенні і сполучити отриману точку з полюсом. Цей вектор і буде сумарною швидкістю цієї точки. Помноживши його довжину на масштабний коефіцієнт плану швидкостей, отримаємо величину швидкості.

Кутова швидкість ланки визначається за формулою:

$$\omega = \frac{v_{aid}}{l},$$

(2.7)

де v_{aid} – відносна швидкість точки, m/c ; l – радіус обертання (довжина ланки), m . Напрямок ω співпадає з напрямком вектора v_{aid} .

Схема механізму та плани швидкостей і прискорень

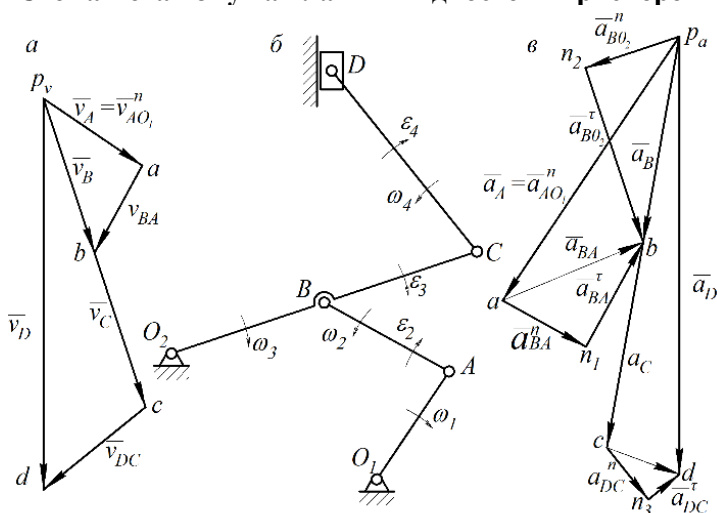


Рис.2.1.

a – схема механізму; b – план швидкостей; c – план прискорень.

План прискорень – це багатокутник, який складається з векторів прискорень характерних точок механізму, що виходять із однієї точки – полюса p_v (див. *рис.2.1, в*). Вони дають можливість визначати напрямки та величину *лінійних прискорень* всіх точок механізму та *кутових прискорень* всіх ланок механізму в конкретному положенні.

Принцип побудови плану прискорень аналогічний принципу побудови плану швидкостей. Для наведеного прикладу, при русі т.*K* відносно т.*M* векторне рівняння для прискорення т.*K* буде мати вигляд:

$$\vec{a}_K = \vec{a}_M + \vec{a}_{KM}^n + \vec{a}_{KM}^\tau, \quad (2.8)$$

Для побудови плану прискорень плоского механізму необхідно знати *закон руху* ведучої (ведучих) ланки механізму, довжини ланок механізму та пам'ятати правило додавання векторів і те, що вектор тангенціального прискорення направлений перпендикулярно радіусу обертання (тобто перпендикулярно нормальному прискоренню).

Знаючи, наприклад, кутову швидкість ведучої ланки (див. *рис.2.1, ланка I*) для т.*A* можемо записати:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_{O_1} + \vec{a}_{AO_1}^n + \vec{a}_{AO_1}^\tau, \quad (2.9)$$

де $\vec{a}_{O_1} = \vec{a}_{AO_1}^\tau = 0$, а $a_{AO_1}^n = \omega_1^2 l_{AO_1}$, $\vec{a}_{AO_1}^n // AO_1$ і направлений від т.*A* до т.*O*₁.

Визначивши *масштабний коефіцієнт* μ_a плану прискорень проводимо побудову плану швидкостей із полюса.

$$\mu_a = \frac{a_A}{p_a a}, \quad (2.10)$$

де $p_a a$ – довжина на плані прискорень вектора прискорення a_A , мм.

Для визначення прискорення т.*B* складаємо систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau, \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{BO_2}^n + \vec{a}_{BO_2}^\tau. \end{cases} \quad (2.11)$$

На основі цих рівнянь проводимо побудову вектора прискорення т.*B*. Із т. *a* плану прискорень паралельно ланці *AB* відкладаємо (в напрямку від т.*B* до точки т.*A*) зображення вектора нормального прискорення \vec{a}_{BA}^n – відрізок an_1 , попередньо визначивши його величину. Для цього визначаємо дійсну величину прискорення і величину його зображення на плані прискорень:

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}}{l_{AB}} = \frac{ab \cdot \mu_v}{l_{AB}}; an_1 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}.$$

Перпендикулярно вектору прискорення \vec{a}_{BA}^n проводимо промінь (через т. *a*) до перетину з променем перпендикулярним до вектора прискорення $\vec{a}_{BO_2}^n$ (його побудову проводимо аналогічно \vec{a}_{BA}^n), який

виходить із полюса, так як $\vec{a}_{O_2} = 0$.

Величину вектора $p_a c$ визначимо із пропорції:

$$\frac{p_a b}{p_a c} = \frac{l_{BO_2}}{l_{CO_2}} \Rightarrow p_a c = p_a b \frac{l_{CO_2}}{l_{BO_2}}. \quad (2.12)$$

Вектор прискорення т. D знаходимо аналогічно т. B :

$$\begin{cases} \vec{a}_D = \vec{a}_C + \vec{a}_{DC}^n + \vec{a}_{DC}^r, \\ \vec{a}_D = \vec{a}_0 + \vec{a}_{D0}^n + \vec{a}_{D0}^r, \end{cases} \quad (2.13)$$

де $\vec{a}_0 = 0$ – прискорення стояка (направляючої), $\vec{a}_{D0}^n = 0$ – нормальне прискорення т. D відносно стояка (рівне нулю так як радіус її обертання рівний нескінченності).

Щоб знайти прискорення будь-якої точки механізму потрібно відповідний відрізок розбити у необхідній пропорції і сполучити отриману точку з полюсом. Цей вектор і буде сумарним прискоренням точки. Помноживши його довжину на масштабний коефіцієнт плану прискорень, отримаємо величину прискорення.

Кутове прискорення ланки визначається за формулою:

$$\varepsilon = a^r / l. \quad (2.14)$$

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Оглянути модель механізму, встановити характер відносного руху ланок.
2. Накреслити структурну схему механізму. Пронумерувати ланки арабськими цифрами, а кінематичні пари позначити, великими буквами латинського алфавіту.
3. Задатися напрямком обертання ведучої ланки механізму.
4. В довільному масштабі побудувати план швидкостей для заданого механізму, паралельно записуючи необхідні векторні рівняння.
5. В довільному масштабі побудувати план прискорень для заданого механізму, паралельно записуючи необхідні векторні рівняння.
6. Довільно задавшись величиною кутової швидкості ведучої ланки та довжинами ланок визначити лінійні, кутові швидкості та прискорення точок і ланок механізму.
7. Зробити висновки.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №3

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ЛАНКИ МЕТОДОМ МАЯТНИКОВИХ КОЛИВАНЬ

Мета роботи: Визначити динамічний момент інерції ланки відносно осі, яка проходить через центр маси ланки перпендикулярно площині її руху.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Аналітичні способи визначення динамічних моментів інерції для ланок складної конфігурації потребують великої затрати часу і не завжди дають достатню точність.

Тому в техніці, широко застосовують експериментальні способи, які дають точні результати. В цій роботі застосовується спосіб, оснований на теорії маятникових коливань.

Опис установки. Пристосування для визначення динамічного моменту інерції ланки являє собою горизонтальну тригранну призму (рис.3.1), на яку підвішується деталь, що досліджується так, щоб її центральна вісь проходила через точку O_1 , була паралельна ребру призми, тобто осі O_1z . Підвішена деталь являє собою фізичний маятник.

Якщо підвісити ланку на горизонтальне ребро призми, відхилити від положення рівноваги на кут φ , а потім відпустити, то під дією складової сили тяжіння вона почне коливатись відносно осі підвісу.

Схема до визначення моменту інерції ланки

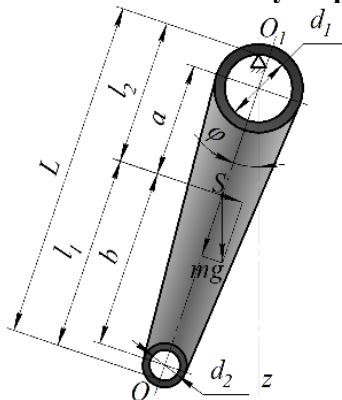


Рис. 3.1.

Диференційне рівняння руху ланки має вид:

$$I_z \ddot{\varphi} = M_z, \quad (3.1)$$

де $M_z = -mgl_1 \sin \varphi$; m – маса ланки, кг; g – прискорення земного тяжіння, м/с²; I_z – динамічний момент інерції ланки відносно осі підвісу, кгм²; l_1 – відстань між віссю підвісу та паралельній їй центральною віссю, м; φ – довільне значення кута відхилення ланки від вертикалі, град.

Для малих коливань, коли φ не перевищує 10°, з достатньою для технічних розрахунків точністю можна прийняти $\sin \varphi \approx \varphi$, тоді рівняння буде мати вигляд

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = 0, \quad (3.2)$$

де k – частота коливань, с⁻¹

$$k^2 = \frac{mgl_1}{I_z}.$$

Відомо, що період коливань

$$T = \frac{2\pi}{k} = 2\pi \sqrt{\frac{I_z}{mgl_1}}, \quad (3.3)$$

звідки, момент інерції ланки

$$I_z = \left(\frac{T}{2\pi}\right)^2 mgl_1. \quad (3.4)$$

Згідно теореми про моменти інерції відносно паралельних осей, маємо:

$$I_z = I_c + ml_1^2. \quad (3.5)$$

Із формул (3.4) і (3.5), отримаємо

$$I_c = ml_1 \left(\frac{T^2}{4\pi^2} g - l_1 \right). \quad (3.6)$$

Положення центру тяжіння ланки знайдемо методом подвійного підвісу деталі. Спочатку підвісимо ланку в точці O_1 і заміряємо час t_1 , протягом якого вона зробить n повних коливань. Потім підвісимо ланку в точці O і заміряємо час t_2 такого ж числа повних коливань відносно другої осі підвісу. На основі формули (3.5), отримаємо:

$$I_c = ml_1 \left(\frac{\tau_1^2}{\pi^2} g - l_1 \right); \quad I_c = ml_2 \left(\frac{\tau_2^2}{\pi^2} g - l_2 \right), \quad (3.7)$$

де τ_1 і τ_2 – півперіоди коливань, с;

$$\tau_1 = \frac{T_1}{2} = \frac{t_1}{2n}, \quad \tau_2 = \frac{T_2}{2} = \frac{t_2}{2n}, \quad (3.8)$$

l_2 – відстань від центральної осі до другої осі підвісу, м.

З виразів (3.7) і (3.8) знайдемо

$$l_1 = \frac{\left(\frac{\tau_2^2}{\pi^2} g - L \right) L}{\left(\tau_1^2 + \tau_2^2 \right) \frac{g}{\pi^2} - 2L}, \quad (3.9)$$

де L – відстань між точками підвісу, m .

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Підвісити ланку на призму в положенні 1 (підвіс в т O_1)
2. Відхилити ланку на кут, $\varphi \leq 10^\circ$ від стану рівноваги і відпустити.
3. Замітити одне з крайніх положень ланки, і одночасно натиснути кнопку секундоміра.
4. Відрахувати від моменту пуску секундоміра $n = 20 \dots 30$ повних коливань ланки, зупинити секундомір і записати його покази, повторити такі досліди 4-5 разів і знайти середнє арифметичне значення t_{cp} .
5. Підвісити ланку на призму в положенні 2 (підвіс в т O)
6. Повторити пп. 2-4 для положення 2.
7. Результати дослідів занести в *табл.3.1*, а розрахунків - *табл.3.2*.
8. Зробити висновки.
- 9.

Таблиця 3.1

Результати дослідів

№ положення	1	2	3	4	5	t_{cp}, c	T, c	τ, c
1								
2								

Таблиця 3.2

Результати замірювань і обрахунків

a, m	b, m	d_1, m	d_2, m	l_1, m	l_2, m	L, m	$m, кг$	$I_z, кгм^2$	$I_c, кгм^2$

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВОЇ ЗДАТНОСТІ ТА КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Мета роботи: 1. Встановити залежність тягової здатності пасової передачі від початкового натягу паса. 2. Визначити величину коефіцієнтів тертя і тяги.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Несуча здатність пасової передачі оцінюється величиною колової сили (корисного навантаження паса), яка визначається з виразу

$$F_t = F_1 - F_2, \quad (4.1)$$

де F_1 – сила в набігаючій на шків вітці паса, H ; F_2 – сила в збігаючій зі шківів вітці паса, H . Вказані сили F_1 і F_2 виникають у вітках паса рухомої передачі (див. *рис.4.1, б*).

Безпосередній зв'язок між силами у вітках паса, що охоплює шків, визначається за формулою Л.Ейлера.

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (4.2)$$

де $e = 2,72$ – основа натурального логарифма; $\alpha = \pi$ – кут охоплення шківів пасом; f – коефіцієнт тертя між пасом і шківом.

Схеми навантажень

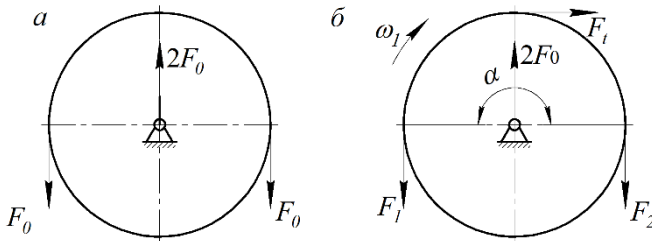


Рис. 4.1.

а – при нерухомому шківі; *б* – при рухомому шківі

З формули (4.2) видно, що тягова здатність пасової передачі залежить від кута α та коефіцієнта f . Крім того, несуча здатність пасової передачі залежить від сили початкового натягу паса F_0 . Сила початкового натягу паса створюється у вітках паса нерухомої передачі (див. *рис.4.1, а*). Із рівності сил у вітках паса нерухомої і рухомої передачі отримаємо вираз

$$2F_0 = F_1 + F_2. \quad (4.3)$$

Відношення колової сили F_t до сумарного натягу віток паса рівного $2F_0$ називається коефіцієнтом тяги φ , тобто

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0}. \quad (4.4)$$

Коефіцієнт тяги φ , як безрозмірний параметр, використовують для порівняння тягової здатності передач різних типів у порівнянні з передачею, що має передаточне відношення рівне одиниці ($u=1$).

Опис установки. Лабораторна установка (рис. 4.2) складається з рами 1, на якій закріплені опори 2. На опорах 2 в підшипниках кочення встановлена вісь 3 зі шківом 4. До маточини шківів 4 жорстко прикріплений важіль 5. Пас 6 шківів 4 охоплює та одним кінцем з'єднаний з динамометром 7, а до другого кінця підвішено вантаж 8 на шальку 9.

Схема та модель установки

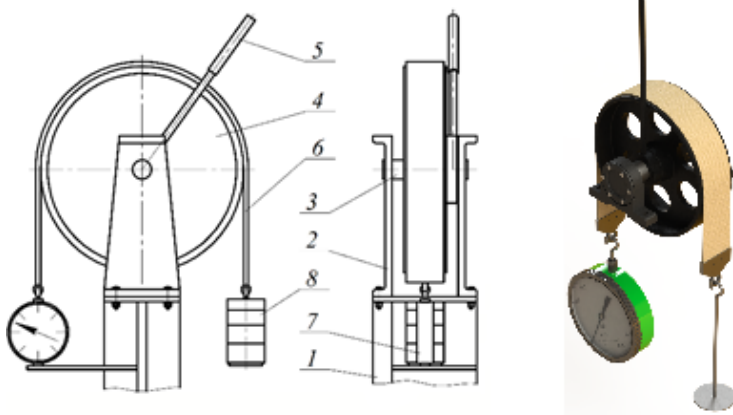


Рис. 4.2.

Так як установка являє собою частину пасової передачі, то навантаження приймаються за показами динамометра 7: у збігаючій вітці паса F_2 при нерухомому шківу 4 (важіль 5 знаходиться у вертикальному положенні), а у набігаючій – F_1 при рухомому шківу.

Найбільший натяг паса $F_{0\max}$ знаходимо з умови його міцності

$$\sigma_0 = \frac{F_{0\max}}{b\delta}, \quad (41.5)$$

де b – ширина паса, мм; δ – товщина паса, мм.

Для досліджуваних плоских (прогумованого та бавовняного) пасів: $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$; $b = 55 \text{ мм}$; $\delta = 3,5 \text{ мм}$, тоді $F_{0\max} = \sigma_0 b \delta = 1,8 \cdot 55 \cdot 3,5 = 346,5 \text{ Н}$.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

8. Складають установку.
9. При підвішеній шальці 9 (без вантажу 8), встановлюють стрілку динамометра 7 на відмітку "0".
10. На шальку 9 підвішують вантаж 8 і за показами динамометра 7 визначають його значення – тобто силу F_2 .
11. За допомогою важеля 5 обертають шків 4 в напрямку, при якому, вітка з вантажем 8 являється збігаючою, одночасно, з динамометра 7 знімають покази навантаження в набігаючій вітці F_1 .
12. Досліди по пп. 3 і 4 проводять 3-4 рази, збільшуючи величину вантажу 8. Величина вантажу 8 не може перевищувати значення F_{0max} . Дані F_1 і F_2 заносять в *табл.1.1*.
13. Користуючись формулами (4.1) та (4.3) знаходять значення, відповідно, колової сили F_t та сили попереднього натягу F_0 .
14. За формулами (4.2) та (4.4) визначають значення коефіцієнтів – відповідно: тертя f та тяги φ .
15. Отримані значення величин F_t , F_0 , f та φ заносять в *табл.4.1*.
16. Будують графіки залежності $F_t = f(F_0)$.
17. Роблять висновки.

Таблиця 4.1.

Результати вимірювань та обчислень

Матеріал	№ виміру	F_1, H	F_2, H	F_t, H	F_0, H	f	φ
бавовняний	1						
	2						
	3						
	4						
прогумований	1						
	2						
	3						
	4						

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №5

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ РЕДУКТОРІВ З ПЕРЕДАЧАМИ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

Мета роботи: 1. Вивчити конструкцію редуктора з зубчастими або черв'ячними передачами, послідовність його розбирання та складання. 2. Ознайомитися з основними вимогами, які висувають при розбиранні та складанні редуктора. 3. Скласти специфікацію складальних одиниць і деталей редуктора.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Редуктор – зубчаста, черв'ячна, або зубчато-черв'ячна передача встановлена в закритому жорсткому корпусі. Він служить для зниження кутової швидкості (частоти обертання) і підвищення обертового моменту на веденому валу.

Установка зубчастих передач в жорсткий закритий корпус забезпечує високу точність зачеплення, гарантує точність складання, краще мащення, більш високий к.к.д., менший знос, а також надійний захист від попадання пилу та бруду.

Опис установки. На рис.5.1 (як один з можливих прикладів) показаний двохступінчастий редуктор з циліндричними косозубими колесами.

Схема і зображення двохступінчастого зубчастого редуктора

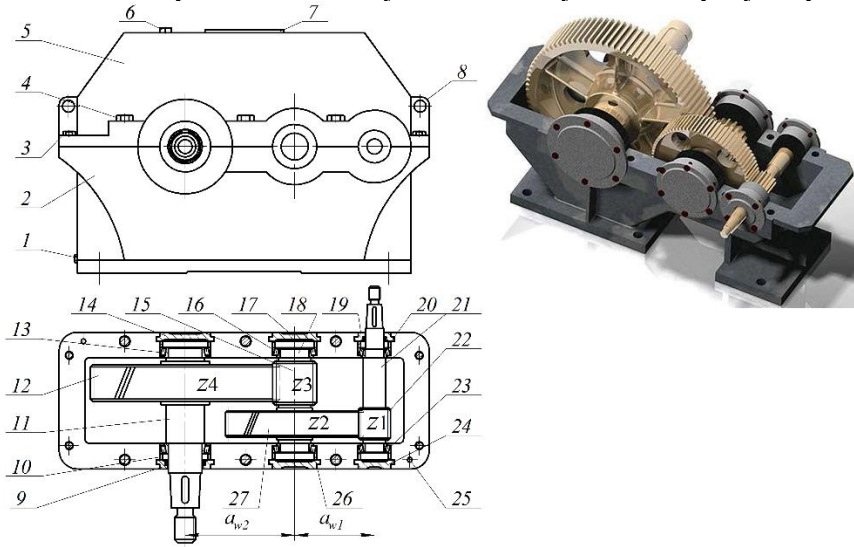


Рис. 5.1.

Редуктор складається з корпусу 2, в якому встановлені вали 11, 18 та 21 на яких знаходяться зубчасті колеса 12, 15, 22 та 27 (шестерні 15 та 22 виконані заодно з валами 18 та 21 відповідно). Вали 11, 18 та 21 встановлені в корпусі 2 на підшипниках 13, 16 та 23. Корпус 2 закритий кришкою 5. У верхній частині кришки 5 виконано оглядове вікно 7 для огляду зачеплення зубчастих коліс та заливання масла. Мащення редуктора необхідне для зменшення втрат потужності на тертя в зачепленні та підшипниках, зносу поверхонь тертя, нагріву передачі та шуму при роботі.

Підшипники 13, 16 та 23 фіксуються втулками 10, 20 та 26 і закриті кришками 9, 14, 17, 19 та 24 і т.д.

Для випуску та встановлення рівня масла в корпусі передбачений отвір, який закритий пробкою 1. Крім того, для контролю рівня масла використовується жезловий масловказівник 6. В кришці оглядового вікна 7, для вирівнювання тиску виконана віддушина. Для транспортування або підйому редуктора на кришці 5 виконані «вуха» 8. При складанні редуктора положення кришки 5 відносно корпусу 2 фіксується двома штифтами 25. Кришка 5 кріпиться до корпусу 2 за допомогою гвинтів 3 та 4.

Для захисту від попадання пилу та бруду, а також для запобігання витікання масла, стінки під кришками ущільнюються прокладками, а між кришками і валами – манжетами.

При складанні редуктора контролюють:

- відповідність дійсних міжосьових відстаней a_w розмірам, вказаним на кресленнях;
- паралельність осей валів;
- взаємне розміщення коліс в осьовому напрямку;
- ступінь прилягання зубів в зачепленні зубчастих коліс;
- величину бокових зазорів в зачепленні між зубцями;
- величину осьових люфтів валів.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Відгвинчують болти 3 та 4 і знімають кришку 5 редуктора.
2. Знайомляться з конструкцією редуктора.

Примітка. Редуктор може відрізнятися своєю конструкцією від описаного. Тому потрібно визначитися з цими відмінностями.

3. Підраховують числа зубців коліс, вимірюють міжосьові відстані, кути нахилу зубців і їх значення заносять до *табл. 5.1*.

4. Встановлюють кришки підшипників 9, 14, 17, 19 та 24 і за допомогою прокладок регулюють осьові люфти валів 11, 18 та 21. Величина осьових люфтів контролюється індикатором, встановленим на стояку.

5. Закінчують складати редуктор і за допомогою індикатора контролюють осьові люфти кінців валів 11 і 21.

6. Перевіряють плавність і легкість обертання складених передач, обертанням вала 21. Передача повинна обертатися плавно, без поштовхів.

7. Всі дані вимірів і розрахунків заносять в *табл. 5.1*.

Таблиця 5.1.

Результати вимірів і розрахунків

Найменування	Позначення / Визначення	Перша ступінь	Друга ступінь
Вимірювання			
Міжосьова відстань, мм	a_w		
Число зубців шестерні	$z_{ш}$		
Число зубців колеса	$z_{к}$		
Ширина вінця	b		
Довжина зуба	l		
Обчислення			
Кут нахилу зубів	$\beta = \arccos \frac{b}{l}$		
Модуль зачеплення, мм	$m_n = \frac{2a_w}{z_{ш} + z_{к}} \cos \beta$		
Передаточне число	$u_I = \frac{z_{к}}{z_{ш}}$		
Загальне передаточне число редуктора	$u_{заг} = u_I u_{II}$		

Література

1. Кіндрацький Б. І. Теорія механізмів і машин : лабораторний практикум. Львів : КІНПАТРІ ЛТД, 2008, 136 с.
2. Малащенко В. О., Янків В. В. Деталі машин. Курсове проектування : навч. посібник. Львів : Новий світ, 2014, 232 с.
3. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунки деталей машин. К. : Вищ. шк., 2003, 560 с.
4. Павлище В. Т. Підшипники кочення: Основні параметри, конструкції опор, змащування, ущільнення та розрахунки ресурсу. Львів : Національний університет “Львівська політехніка”, “Інтелект-Захід”, 2001, 136 с.
5. Стрілець В.М. Деталі машин : навч. посібник. Рівне : НУВГП, 2008, 264 с.